

(54) ACCELERATOR PEDAL DEVICE FOR VEHICLE

(11) 4-128519 (A) (43) 30.4.1992 (19) JP

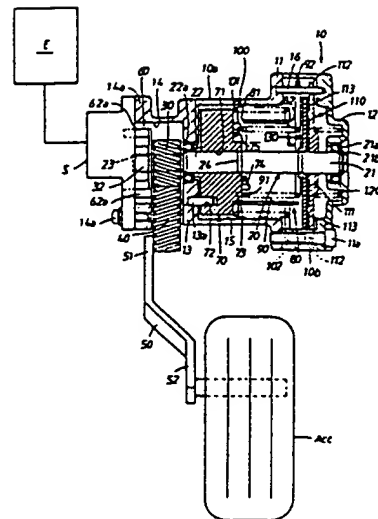
(21) Appl. No. 2-248324 (22) 18.9.1990

(71) NIPPONDENSO CO LTD (72) NOBUYUKI TAKAHASHI(2)

(51) Int. Cl. F02D11/10, B60K26/04

PURPOSE: To improve depressing operability of an accelerator pedal by constituting so that a hysteresis characteristic between much depressing time and little depressing time of the accelerator pedal may be set suitable for whole depressing quantity range of the accelerator pedal, in an accelerator pedal device for a vehicle.

CONSTITUTION: When an accelerator pedal Acc is depressed, a drive gear 40 is turned in one direction in accordance with downward tilt of a pedal arm 50, and a driven gear 30 is turned in the other direction to turn turning shaft 20 in the same direction. Then, a lever 60, a turning member 70, and a circular plate 130 are turned against an inner and outer both sides coil springs 90, 100, and the sum of both torsional resilient force of the inner and outer both side coil springs 90, 100 linearly increases. Meanwhile, when depressing quantity of the same accelerator pedal Acc is reduced, the turning member 70 is turned in the direction of torsional resilient forces of the inner and outer both side coil springs 90, 100, therefore the sum of the both torsional resilient force linearly reduces according to the turning of the turning member 70.



⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平4-128519

⑬ Int. Cl.

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成4年(1992)4月30日

F 02 D 11/10
B 60 K 26/04

K 8109-3G
7140-3D

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全10頁)

⑮ 発明の名称 車両用アクセルペダル装置

⑯ 特 願 平2-248324

⑰ 出 願 平2(1990)9月18日

⑱ 発 明 者	高 橋 信 之	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑱ 発 明 者	村 田 泰 祐	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑱ 発 明 者	西 利 信	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑲ 出 願 人	日本電装株式会社	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	
⑳ 代 理 人	弁理士 長谷 照一		

明 細 書

1. 発明の名称

車両用アクセルペダル装置

2. 特許請求の範囲

原動機へのエネルギー供給量をアクセルペダルの踏込量を考慮して電気的に制御するシステムを備えた車両において、車両の運転席前方の適所に静止部材に固定されるハウジングと、このハウジング内にて回動自在に軸支されて前記アクセルペダルの踏込量に応じて回動する回動軸と、前記ハウジング内にてその内壁の一部に係止した一端部と前記回動軸の回動に連動する他端部とを有し、前記回動軸に同軸的に遊嵌されて前記アクセルペダルの踏込力に逆らう向きにねじり反力を生じるコイルスプリングと、前記回動軸と一体回動すべくこの回動軸に同軸的に軸支された第1円板と、この第1円板に隣接して前記回動軸に軸方向移動可能に同軸的に軸支された第2円板と、この第2円板の回動を禁止し軸方向移動を許容するように前記第2円板の一部を前記ハウジングの内壁の一

部に連結する連結部材と、前記ハウジング内に組付けられて前記第2円板を前記第1円板に圧接させるように付勢するばね部材とを具備して、前記第1及び第2の円板の各対向面にはその軸心から外方へ向け或いは外方から軸心に向け、帯状摩擦部材及び帯状接触部を相互に交叉して面接触するようにそれぞれ設けるようにしたことを特徴とする車両用アクセルペダル装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、車両用アクセルペダル装置に係り、特に、原動機へのエネルギー供給量を電気的に制御するシステムを搭載した車両に採用するに適したアクセルペダル装置に関する。

(従来技術)

従来、この種のアクセルペダル装置においては、実公昭63-49554号公報に示されているように、車両の運転席フロア前方部分に固定した略四角環状基座の両側壁に回動軸を回動自在に軸支し、アクセルペダルのペダルアームを、その中間

部位にて、前記両側壁の一方を通り外方へ延出する前記回転軸の基端部に一体的に連結し、コイル状戻しばねを前記基端の両側壁間にて前記回転軸と同軸的に遊嵌し、この戻しばねの一端を前記両側壁の他方に固定し、一方、同戻しばねの他端を前記ペダルアームにその回転軸との連結部よりも前記アクセルペダル側にて下方から係止させ、前記両側壁の他方を通り外方へ延出する前記回転軸の先端部に、一对の摩擦円板を介し前記両側壁の他方に当接するように同軸的にかつ前記回転軸と相対回転不能に嵌接し、円板を前記一对の摩擦円板間に挟持するようにして前記回転軸の先端部に遊嵌するとともに前記両側壁の他方に固定的に連結し、かつコイル状制動ばねを、前記一对の摩擦円板を前記両側壁の他方に向け付勢するように、前記回転軸の先端部に同軸的に遊嵌しナットの締着により該止めして、前記コイル状制動ばねの付勢力のもとに生じる前記円板の前記一对の摩擦円板に対する制動作用下にて、前記アクセルペダルの踏込量増大時には、前記ペダルアームが前記戻

しばねのねじり反発力に抗し下方へ回転して前記回転軸を回転させ、一方、前記アクセルペダルの踏込量減少時には前記ペダルアームが前記戻しばねのねじり反発力の作用により上方へ回転して前記回転軸を逆方向に回転させるようにしたものである。

(発明が解決しようとする課題)

ところで、このような構成においては、上述のようにアクセルペダルの踏込量増大時或いは踏込量減少時には、前記円板の前記一对の摩擦円板に対する制動作用が前記制動ばねの付勢力のもとに生じるため、アクセルペダルの踏込量増大時の踏込力と踏込量減少時の踏込力との間には、上述した円板と各摩擦円板との間の制動力のためにヒステリシス幅が生じる。しかし、前記アクセルペダルの踏込力は、その踏込量に対し、前記戻しばねのねじり反発力の直線的特性に起因して直線的に変化するため、上述のヒステリシス幅は、アクセルペダルの踏込量とはかかわりなく、常に一定に維持される。従って、アクセルペダルの踏込量が

少ないときにこのアクセルペダルの踏込力を小さくすべく上述のヒステリシス幅を狭く設定すると、アクセルペダルの踏込量が多いときのヒステリシス幅も同様に狭くなるため、アクセルペダルをその踏込量の多い状態に維持するには、大きな踏込力が必要となり、その結果、車両の渋滞時等には運転者に疲労を招くという不具合が生じる。

一方、アクセルペダルの踏込量が多いときにこのアクセルペダルの踏込力を小さくするために上述のヒステリシス幅を広く設定すると、アクセルペダルの踏込量が少ないときのヒステリシス幅も同様に広がるため、アクセルペダルをその踏込量の少ない範囲で踏込むのに大きな踏込力が必要となり、その結果、アクセルペダルの踏込初期での操作性が悪いという不具合がある。また、アクセルペダルの踏込量の中間領域に合わせてヒステリシス幅を設定すると、アクセルペダルの踏込量の少ない範囲での踏込力の発生及びアクセルペダルの踏込量の多い範囲での維持にあたり上述と実質的に同様の不具合が生じる。

そこで、本発明は、以上のようなことに対処すべく、車両用アクセルペダル装置において、アクセルペダルの踏込量の多いときと少ないときとの間のヒステリシス特性を、アクセルペダルの全踏込量範囲に亘り適正に設定するようにしようとするものである。

(課題を解決するための手段)

上記課題の解決にあたり、本発明の構成は、原動機へのエネルギー供給量をアクセルペダルの踏込量を考慮して電気的に制御するシステムを備えた車両において、車両の運転席前方の適所に静止部材に固定されるハウジングと、このハウジング内にて回転自在に軸支されて前記アクセルペダルの踏込量に応じて回転する回転軸と、前記ハウジング内にてその内壁の一部に係止した一端部と前記回転軸の回転に連動する他端部とを有し、前記回転軸と同軸的に遊嵌されて前記アクセルペダルの踏込力に逆らう向きにねじり反発力を生じるコイルスプリングと、前記回転軸と一体回転すべくこの回転軸と同軸的に軸支された第1円板と、

この第1円板に隣接して前記回転軸に軸方向移動可能に同軸的に軸支された第2円板と、この第2円板の回転を禁止し軸方向移動を許容するように前記第2円板の一部を前記ハウジングの内壁の一部に連結する連結部材と、前記ハウジング内に組付けられて前記第2円板を前記第1円板に圧接させるように付勢するばね部材とを具備して、前記第1及び第2の円板の各対向面にはその軸心から外方へ向け或いは外方から軸心に向け、帯状摩擦部材及び帯状接触部を相互に交叉して面接触するようにそれぞれ設けるようにしたことにある。

(作用)

このように本発明を構成したことにより、前記アクセルペダルを踏込めば、前記回転軸が前記第1及び第2の円板間の制動作用のもとに前記コイルスプリングに抗して回転する。このとき、前記回転軸の回転に伴い前記コイルスプリングのねじり反発力が増大してゆく。また、前記第1円板が前記第2円板との前記ばね部材の付勢作用に基づく圧接のもとに回転するため、前記摩擦部材と前記

ヒステリシス幅が狭いために、前記アクセルペダルの踏込力も小さくてよく、その操作性に優れる。一方、前記アクセルペダルの踏込量が多いときには、前記ヒステリシス幅が広いため、同アクセルペダルの踏込量保持力が小さくてよく、その結果、車両の渋滞時等にも運転者に疲労感を与えない。

(実施例)

以下、本発明の一実施例を図面により説明すると、第1図は、電子式燃料噴射制御システムEを搭載の車両に採用するに適した本発明に係るアクセルペダル装置の一例を示している。このアクセルペダル装置は、ハウジング10を有しており、このハウジング10は、当該車両の車室内前壁に位置するダッシュボードの運転席前方下部の裏面側にて、適宜な静止部材に固定されている。このハウジング10は、第1図及び第2図に示すごとく、段付円筒状ハウジング部材10aと、略断面コ字状ハウジング部材10bとによって構成されており、ハウジング部材10bはその開口部をハウジング部材10aの一侧環状フランジ部11に

接触部との交叉状の面接触部が制動トルグを増大させつつ外方へ移動してゆく。

一方、前記アクセルペダルの踏込量を減少させれば、前記回転軸が前記第1及び第2の円板間の制動作用のもとに前記コイルスプリングのねじり反発力の方向に回転する。このとき、前記回転軸の回転に伴い前記コイルスプリングのねじり反発力が減少してゆく。また、上述のような第1円板の前記第2円板との圧接下における回転のため、前記摩擦部材と前記接触部との交叉状の面接触部が制動トルグを減少させつつ軸心へ向け移動してゆく。

(効果)

しかして、上述の制動トルグが、前記アクセルペダルの踏込量の増大時と減少時との間のヒステリシス幅を特定することとなるが、前記制動トルグが前記回転軸の回転に対して増大するようにしておけば、上述のヒステリシス幅が前記回転軸の回転角の増大に応じて増大する。このため、前記アクセルペダルの踏込量が少ないときには、前記

当接させて各ボルト11aの締着によりハウジング部材10aに同軸的に組付けられている。なお、燃料噴射制御システムEは、当該車両のディーゼルエンジンの回転数と燃料噴射ポンプの燃料調節部材の変位量との関係を、アクセルペダルACCの踏込量をパラメータとして定めた制御パターンに基づき、前記回転数の検出値及び後述する回転角センサSの検出結果に応じて前記燃料調節部材の変位量、即ちディーゼルエンジンへの燃料噴射量を制御する。

回転軸20は、その基端部21を、ハウジング部材10bの中央に形成した環状ボス12内にボールベアリング21aを介して軸支し、先端部側中間部位22を、ハウジング部材10aの略中央内周面に形成した環状壁13の中空部内にボールベアリング22aを介し軸支して、ストップリング21bの抜け止め作用のもとにハウジング10内にて同軸的に回転自在にかつ軸方向へは変位不能に支持されている。ハウジング部材10aの小径部14内に延出する回転軸20の先端部23には、

被駆動ギヤ30が、その軸穴部31（第5図参照）にて同軸的に嵌装されており、この被駆動ギヤ30は、先端部23の雄ねじ部分23a（第1図、第3図及び第4図参照）へのナット32の締着により被止めされている。また、被駆動ギヤ30は、その軸穴部31の内周面にて、第5図に示すごとく、一对の平面部31a、31aを、軸対称的に互いに平行に対向するように形成してなり、この被駆動ギヤ30は、回動軸20の先端部23の外周面にて第3図及び第4図に示すごとく軸対称的に互いに平行に形成した各平面部23b、23bに各平面部31a、31aをそれぞれ重合させて、回動軸20に対し相対回動不能となっている。

被駆動ギヤ30に噛合する駆動ギヤ40は、ハウジング部材10aの小径部14の周壁部分に穿設した開口部14a内にて、図示しない手段により回動自在に軸支されており、この駆動ギヤ40の一端端面には、ベダルアーム50が、その基端部51にて、溶接されている。但し、駆動ギヤ40の歯数は被駆動ギヤ30の歯数よりも多くして

図に示すごとくL字状に同一方向に屈曲している。しかし、両アーム62、62の各先端部62aは、回動角センサS内の回動部材に係合している。回動角センサSはロータリポテンションメータからなるもので、この回動角センサSは、第1図に示すごとく、ハウジング部材10aの小径部14の環状フランジ部14aに、各ネジ14bの締着により、同軸的に組付けられている。なお、回動角センサSは、その回動部材にてレバー60の各先端部62a、62aにより回動されて回動軸20の回動角を検出する。この回動角センサSの検出回動角はアクセルペダルAccの原位置からの踏込量に相当する。

回動部材70は、その中空軸71（第1図、第7図及び第8図参照）を回動軸20に同軸的に嵌装して、ハウジング部材10aの大径部15内の第1図にて図示左方に位置しており、この回動部材70の中空軸71は、その第1図にて図示左方への突出端部にて、ボールベアリング22aの内輪に当接している。また、中空軸71内周面右端

にある。ベダルアーム50は、前記ダッシュボードの運転席前方下部を通り上下方向に横動可能に車室内に向けて延出してなるもので、このベダルアーム50の先端部52には、アクセルペダルAccが踏込み可能に軸支されている。

板状レバー60は、第6図に示すような形状を有するようにプレス加工してなるもので、このレバー60は、その中央環状部61にて、ナット32と被駆動ギヤ30との間において回動軸20の先端部23に同軸的に嵌装されている。また、レバー60の中央環状部61は、その内周面に軸対称的に平行に一对の平面部61a、61aを形成してなり、この中央環状部61は、各平面部61a、61aを回動軸20の先端部23の各平面部23b、23bにそれぞれ重合させて、回動軸20に対し相対回動不能となっている。

レバー60是一对のアーム62、62を有しており、これら両アーム62、62は中央環状部61の外周縁から外方へ点对称的に延出するとともにその先端部62a、62aにて第1図及び第6

図には、一对の略三ヶ月状の切欠71a、71aが、第8図に示すごとく、中空軸71の軸心に対し対称的に形成されており、これら各切欠71a、71a内には、回動軸20の外周面の略軸方向中央に第3図及び第4図に示すごとく軸心に対し対称的に略三ヶ月状に突出形成した各爪部24、24がそれぞれ係合している（第1図参照）。このことは、回動部材20が、ボールベアリング22aと各爪部24との間にて軸方向には変位不能にかつ回動軸20に対し相対回動不能に保持されることを意味する。

回動部材70の一端端面には、溝72が、第1図、第7図及び第8図に示すごとく、中空軸71の軸心を中心として円弧状に穿設されている。しかし、この溝72内には、ハウジング部材10aの環状壁13の第1図及び第2図にて図示下半部から大径部15内に延出する案内ピン13aが相対変位自在に遊嵌されている。しかし、この案内ピン13aは溝72の両端との係合により回動部材70の回動範囲を所定回動範囲内に規制す

る。但し、この所定回動範囲はアクセルペダル A c c の踏込可能範囲に相当しており、回動部材 7 0 の第 8 図にて図示時計方向（又は反時計方向）への回動により案内ピン 1 3 a が溝 7 2 の右端（又は左端）に係合したときアクセルペダル A c c が最小（又は最大）の踏込量になる。

円筒部材 8 0 は、その一端にて、第 1 図に示すごとく、回動部材 7 0 の他側端面から同軸的に突出する環状突出部 7 3 に同軸的に嵌着されており、この円筒部材 8 0 は、回動軸 2 0 を同軸的に包囲してハウジング部材 1 0 b 内に延出している。この円筒部材 8 0 内にては、内側コイルスプリング 9 0 が、回動軸 2 0 に同軸的に遊嵌されており、この内側コイルスプリング 9 0 は、その一端に形成した環状フック部 9 1 にて、回動部材 7 0 の突出部 7 3 の端面から第 1 図、第 7 図及び第 8 図に示す位置から突出するロックピン 7 4 に離脱不能に係止している。一方、この内側コイルスプリング 9 0 の他端に形成したフック部 9 2 は、回動軸 2 0 に対しロックピン 7 4 とは他側にてハウジ

ング部材 1 0 a の回動軸 2 0 に平行にフランジ部 1 1 とハウジング部材 1 0 b の側壁外周縁部との間に嵌着したロックピン 1 6 に離脱不能に係止している。

外側コイルスプリング 1 0 0 は、第 1 図に示すごとく、ハウジング部材 1 0 a の大径部 1 5 内にて円筒部材 8 0 と同軸的に遊嵌されており、この外側コイルスプリング 1 0 0 は、その一端に形成した環状フック部 1 0 1 にて、回動部材 7 0 の突出部 7 3 に第 8 図に示す位置にて形成した半円状切欠 7 3 a 内にて回動部材 7 0 の他側端面から突出するロックピン 7 5 に離脱不能に係止している。一方、外側コイルスプリング 1 0 0 の他端に形成したフック部 1 0 2 は、回動軸 2 0 に対しロックピン 1 6 とは他側にて回動軸 2 0 と平行にハウジング部材 1 0 a のフランジ部 1 1 とハウジング部材 1 0 b の側壁外周縁部との間に嵌着したロックピン 1 7 に離脱不能に係止している（第 1 図及び第 2 図参照）。但し、外側コイルスプリング 1 0 0 は、内側コイルスプリング 9 0 と共に、所定の

ねじり反力を予め付与されて同一方向に巻回されている。なお、第 1 図にて、各符号 8 1、8 2 は、円筒部材 8 0 の切欠をそれぞれ示す。

ハウジング部材 1 0 b 内においては、円板 1 1 0 が、その一端端面から突出する環状ボス 1 1 1 にて、回動軸 2 0 の基端部 2 1 に軸方向に摺動可能に遊嵌されており、この円板 1 1 1 は、その外周縁の一部から外方へ突出する各環状部 1 1 2 にて、各ロックピン 1 6、1 7 にそれぞれ遊嵌されて回動不能となっている（第 1 図、第 9 図及び第 1 0 図参照）。また、円板 1 1 0 の他側端面には、一対の帯状接触部 1 1 3、1 1 3 が円板 1 1 0 の軸心から点対称的にかつ外方へ螺旋状に延在して突出形成されている。かかる場合、各接触部 1 3 3 の幅方向中心を通る一点鎖線と円板 1 1 0 の半径線との交点と、円板 1 1 0 の軸心との距離 r は、円板 1 1 0 の半径の増大に伴い増大する（第 9 図参照）。コイルスプリング 1 2 0 は、円板 1 1 0 及びハウジング部材 1 0 b の各中央部間に介装されており、このコイルスプリング 1 2 0 は円

板 1 1 0 を第 1 図にて図示左方へ付勢する。

円板 1 1 0 の第 1 図にて図示左側においては、円板 1 3 0 が、その中央軸穴部 1 3 1 にて、回動軸 2 0 に同軸的に嵌装されているもので、この円板 1 3 0 の中央軸穴部 1 3 1 の一側周縁部には、一対の突起 1 3 2、1 3 2 が第 1 1 図及び第 1 2 図にて図示形状を有するように突出形成されている。但し、両突起 1 3 2、1 3 2 は、中央軸穴部 1 3 1 の中心に対し互に対称的に位置している。しかし、各突起 1 3 2、1 3 2 は、回動軸 2 0 の外周面の基端部 2 1 側にて第 4 図に示すごとく軸心に対し対称的に突出形成した略三ヶ月状の各爪部 2 5、2 5 間にそれぞれ係合するとともに円板 1 3 0 の一端端面中央部に当接して、円板 1 3 0 と回動軸 2 0 との相対回動を不能にしている。また、円板 1 3 0 の他側表面には、各帯状摩擦部材 1 3 3、1 3 3 が、第 1 2 図及び第 1 3 図に示すごとく、円板 1 3 0 の軸心から外方へ半径方向に対称的に固着されており、これら各摩擦部材 1 3 3、1 3 3 は円板 1 1 0 の各接触部 1 1 3、1

13との圧接のもとに制動トルクを生ずる。かかる場合、第14図及び第15図に示すごとく、円板110の各接触部113の幅方向中心を通る一点鎖線と円板110の各摩擦部材133の幅方向中心を通る一点鎖線との間の交点と円板110の軸心との間の距離を r とし、また、各摩擦部材133の幅方向中心を通る一点鎖線との関連で円板110の回動角を θ としたとき、 $\theta = 0$ のとき $r = r_1$ となり、また $\theta = \theta_1$ のとき $r = r_2$ となるものとすれば、 r と θ との関係は、第16図に示すごとく、直線的特性により与えられる。

また、各摩擦部材133と接触部113との間の各面接触部(第14図及び第15図にて図示斜線部分参照)が回動角 θ の変化に伴い移動することになるが、コイルスプリング120の荷重 N が一定であるため、当該面接触部に生じる摩擦力 F (コイルスプリング120の荷重 N と摩擦部材133の摩擦係数 μ との積に等しい)もほぼ一定となる。従って、円板130に対する円板110による制動トルクは $T_r = F \times r$ で与えられる。この

外側コイルスプリング100に抗して回動軸20と一体的に同一方向に回動する。このとき、回動部材70が内側コイルスプリング90及び外側コイルスプリング100の双方に抗して回動するため、内側コイルスプリング90及び外側コイルスプリング100の両ねじり反撥力の和が、回動部材70の回動(即ち、アクセルペダルAccの踏込量)に応じて直線的に増大してゆく。また、円板130が、コイルスプリング120の付勢作用のもとに、その各摩擦部材133を円板110の各接触部113に交叉して圧接させながら回動するため、各摩擦部材133の各接触部113との間の面接触部(第14図及び第15図にて図示斜線部分参照)が、第16図の直線的特性に従い、第14図の位置から第15図の位置に向けて移動する。かかる場合、制動トルク T_r が回動角 θ の増大に応じ第17図の直線的特性に従い増大する。

一方、アクセルペダルAccの踏込量が最大るとき、同アクセルペダルAccの踏込量を減少させれば、駆動ギヤ40がペダルアーム50の上方

$T_r = F \times r$ 及び r と θ との間の直線的関係(第16図参照)に基づき、 T_r と θ の間には第17図に示すような直線的特性が与えられる。但し、上述の回動角 θ はアクセルペダルAccの踏込量に相当する。

このように構成した本実施例において、アクセルペダルAccの踏込量が零($\theta = 0$ に相当)の状態にあるものとする。このような状態において、アクセルペダルAccを踏込むと、駆動ギヤ40がペダルアーム50の下方への傾動に応じて一方方向へ回動し、被駆動ギヤ30が他方向へ回動して回動軸20を同一方向へ回動させる。このとき、被駆動ギヤ30の歯数が駆動ギヤ40の歯数よりも少ないため、アクセルペダルAccの踏込力が増幅されて回動軸20に伝達される。これにより、アクセルペダルAccの踏込が容易になる。

上述のように回動軸20が被駆動ギヤ30と同一の方向に回動すると、レバー60、回動部材70及び円板130が、両円板110、130間の制動作用のもとに内側コイルスプリング90及び

へ傾動に応じて他方向へ回動し、被駆動ギヤ30が一方方向へ回動して回動軸20を同一方向へ回動させる。これに伴い、レバー60、回動部材70及び円板130が、両円板110、130の制動作用並びに内側コイルスプリング90及び外側コイルスプリング100のねじり反撥作用のもとに、回動軸20と一体的に同一方向に回動する。

このとき、回動部材70が内側コイルスプリング90及び外側コイルスプリング100の双方にねじり反撥力の方向に回動するため、内側コイルスプリング90及び外側コイルスプリング100の両ねじり反撥力の和が、回動部材70の回動に伴い直線的に減少してゆく。また、円板130が、コイルスプリング120の付勢作用のもとに、その各摩擦部材133を円板110の各接触部に交叉して圧接させながら上述とは逆方向に回動するため、各摩擦部材133の各接触部113との間の面接触部が、第16図の直線的特性に従い、第15図の位置から第14図の位置に向けて移動する。かかる場合、制動トルク T_r が回動角 θ の減少

に、第17図の直線的特性に従い減少する。

換言すれば、上述のようなアクセルペダルA c cの踏込量の増大過程にあつては、直線的に増大する内側コイルスプリング90及び外側コイルスプリング100の各ねじり反力の和と、直線的に増大する制動トルクT rと等価な制動力との総和が、アクセルペダルA c cの踏込力に対する反力として作用する。このため、アクセルペダルA c cの踏込力が、第18図にて図示直線L1に沿い、アクセルペダルA c cの踏込量の増大に応じ増大する。一方、上述のようなアクセルペダルA c cの踏込量の減少過程にあつては、直線的に減少する内側コイルスプリング90及び外側コイルスプリング100の各ねじり反力の和と、直線的に減少する制動トルクT rと等価な制動力との差が、アクセルペダルA c cの踏込力に対する反力として作用する。このため、アクセルペダルA c cの踏込力が、第18図にて図示直線L2に沿い、アクセルペダルA c cの踏込量の減少に応じ減少する。

かかる場合、直線L1と直線L2との間隔が、ア

減少過程にあつては、回動角センサSがレバー60の回動に伴いその回動角を検出しこの検出結果をアクセルペダルA c cの踏込量として燃料噴射制御システムEに付与する。

次に、前記実施例の変形例について第19図を参照して説明すると、この変形例においては、前記実施例にて述べた円板110に代えて、円板110Aを採用したことにその構成上の特徴がある。円板110Aの円板130との対向側端面には、一對の帯状接触部114、114が同円板110の軸心から外方へ延在して突出形成されている。かかる場合、各接触部114の幅方向中心を通る一点線と円板110Aの半径線との交点と、円板110Aの軸心との間の距離rは、所定回動角 θ_1 以上の回動角 θ の範囲内にて円板110Aの半径の増大に応じて増大し、また、 $\theta_1 < \theta \leq \frac{\pi}{2}$ の範囲にては一定となるようにしてある。このため、第20図に示すごとく、制動トルクT rは、 $0 \leq \theta \leq \theta_1$ の範囲にて、直線的に増大し、また、 $\theta_1 < \theta \leq \frac{\pi}{2}$ の範囲にて、一定値をとる。その他の構成

は前記実施例と同様である。アクセルペダルA c cの踏込量の増大時と減少時との間のヒステリシス幅Hを特定することとなるが、このヒステリシス幅Hは、第17図のような制動トルクT rと回動角 θ との比例関係、及び両コイルスプリング90、100の各ねじり反力の和と制動トルクT rとの間の制動角 θ に応じた変化割合の差のために、アクセルペダルA c cの踏込量の増大（又は減少）に応じて広く（又は狭く）なるように変化する。従つて、アクセルペダルA c cの踏込量が少ないときには、ヒステリシス幅Hが狭いために、アクセルペダルA c cの踏込力が小さくてよく、その操作性に優れる。一方、アクセルペダルA c cの踏込量が多いときには、ヒステリシス幅Hが広いために、アクセルペダルA c cの踏込保持力が小さくてよく、車両の渋滞時等に運転者に疲労を招くことがない。また、コイルスプリング120のばね定数等の調整によりヒステリシスHの変化幅を任意に調節し好みに合うヒステリシス特性を得ることもできる。なお、以上のようなアクセルペダルA c cの踏込量の増大過程又は

は前記実施例と同様である。

しかして、このように構成した本変形例においては、前記実施例と同様に、アクセルペダルA c cの踏込量の増減に伴いその踏込力が増減することとなるが、制動トルクT rが回動角 θ との間に第20図に示すような関係を有するため、本変形例におけるヒステリシス幅H₀は、 $0 \leq \theta \leq \theta_1$ においては、前記実施例での両直線L1、L2間の間隔に一致する両直線L11、L21間の間隔（第2図参照）で特定され、また、 $\theta_1 < \theta \leq \frac{\pi}{2}$ では、両直線L12、L22間の間隔（第21図参照）で特定される。従つて、 $0 \leq \theta \leq \theta_1$ の範囲では前記実施例と同様にヒステリシス幅H₀の変化に伴うアクセルペダルA c cの操作についての作用効果を達成し得る。また、 $\theta_1 < \theta \leq \frac{\pi}{2}$ の範囲では、ヒステリシス幅H₀の一定値に基づくアクセルペダルA c cの操作についての作用効果を達成し得る。その他の作用効果は前記実施例と同様である。

なお、本発明の実施にあたっては、円板110（又は110A）に角摩擦部材133、133を

固着し、一方、円板130に各接触部113、113(又は114、114)を突出形成するように変更して実施してもよい。

また、本発明の実施にあたっては、円板110の各接触部113、113の形状を円板130の各摩擦部材133、133の形状と相互に代替させるように変更して実施してもよい。

また、本発明の実施にあたっては、ガソリンエンジンへの燃料供給量を電子的に制御するシステム或いはモータへの電気エネルギー供給量を電子的に制御するシステムを搭載した車両に本発明を適用して実施してもよい。

また、本発明の実施にあたり、内側コイルスプリング90及び外側コイルスプリング100の一方を省略し、かつ残余のコイルスプリングのばね定数を両コイルスプリング90、100の合成ばね定数に等しくするようにして実施してもよい。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例を示す要部縦断面図、第2図は第1図にて左側に位置するハウジング部

材の断面図、第3図は回転軸の正面図、第4図は同側面図、第5図は被駆動ギヤの正面図、第6図はレバーの正面図、第7図は回転部材の側面図、第8図は同背面図、第9図は第1図にて右側に位置する円板の正面図、第10図は同断面図、第11図は第1図にて左側に位置する円板の正面図、第12図は同断面図、第13図は同背面図、第14図及び第15図は各摩擦部材と各接触部との間の接触状態説明図、第16図は各摩擦部材と各接触部との各面接触部の位置と回転角 θ との関係を示すグラフ、第17図は制動トルク T と回転角 θ との関係を示すグラフ、第18図はアクセルペダルの踏込力と踏込量との関係を示すグラフ、第19図は前記実施例の変形例を示す要部正面図、第20図は同変形例における制動トルク T と回転角 θ との関係を示すグラフ、並びに第21図は同変形例におけるアクセルペダルの踏込力と踏込量との関係を示すグラフである。

符号の説明

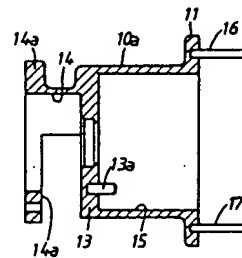
10・・・ハウジング、10a、10b・・・ハ

ウジング部材、16・・・ノックピン、20・・・回転軸、90・・・内側コイルスプリング、100・・・外側コイルスプリング、110、110A、130・・・円板、112・・・環状部、113、114・・・接触部、120・・・回転軸、133・・・摩擦部材、Acc・・・アクセルペダル、E・・・燃料噴射制御システム。

出願人 日本電装株式会社

代理人 弁理士 長谷照一

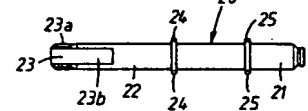
第2図



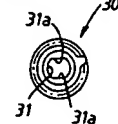
第3図



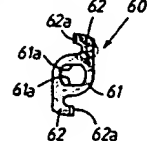
第4図

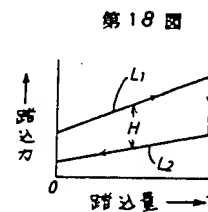
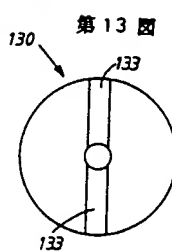
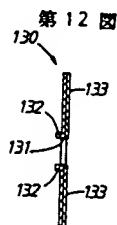
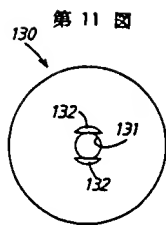
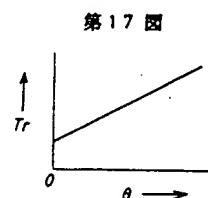
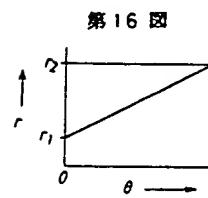
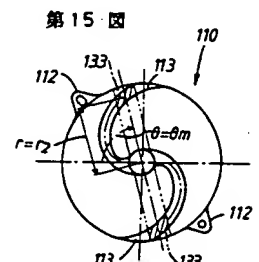
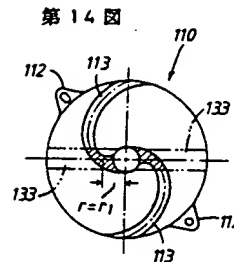
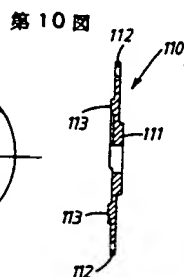
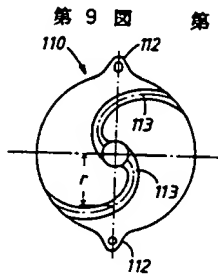
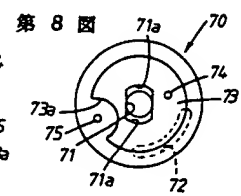
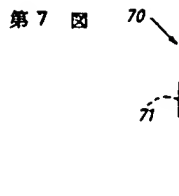
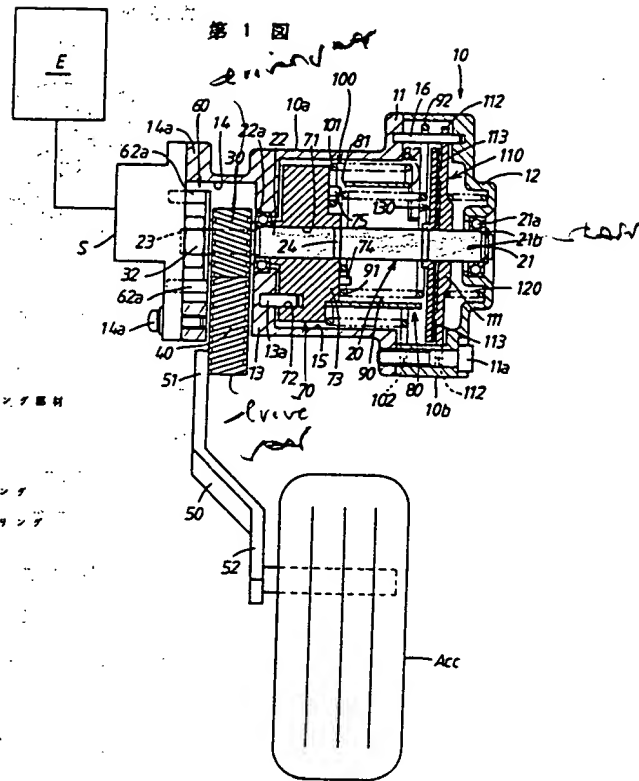


第5図

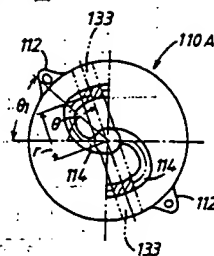


第6図

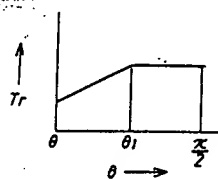




第19図



第20図



第21図

